

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

**Петришин Андрій Ігорович**



УДК 621.9.06-229.33

**ПІДВИЩЕННЯ ІНФОРМАТИВНОСТІ СИСТЕМ МОНІТОРИНГУ  
ДИНАМІЧНОГО СТАНУ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛІВ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ  
ВЕРСТАТІВ**

Спеціальність 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти

**Автореферат**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Київ – 2016

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі прикладної механіки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, професор  
**Данильченко Юрій Михайлович**  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»,  
завідувач кафедри прикладної механіки

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Луців Ігор Володимирович**  
Тернопільський національний технічний  
університет імені Івана Пулюя,  
завідувач кафедри верстатів, інструментів та машин

доктор технічних наук, професор  
**Федориненко Дмитро Юрійович,**  
Чернігівський національний технологічний університет,  
професор кафедри технологій машинобудування та  
деревообробки

Захист відбудеться 29 червня 2016 року о 15<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.11 при Національному технічному університеті України «Київський політехнічний інститут» за адресою: 03056, м. Київ, проспект Перемоги, 37, корпус 1, ауд. №214

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» за адресою: 03056, м. Київ, проспект Перемоги, 37.

Автореферат розісланий « » травня 2016 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 26.002.11,  
доктор технічних наук, професор



Майборода В.С.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Точність обробки на металорізальних верстатах визначається миттєвим взаємоположенням інструмента та заготовки і значною мірою залежить від динамічного стану формоутворюючих вузлів, насамперед – шпиндельних.

У верстатах нового покоління поточний динамічний стан формоутворюючих вузлів та верстата загалом безперервно відслідковується системою моніторингу, а отримана інформація використовується для контролю технічного стану верстата, режиму обробки та параметрів якості деталі.

Відомі системи моніторингу динамічного стану шпиндельних вузлів (ШВ) передбачають вимірювання вібрацій та навантажень, що виникають у опорах ШВ. Метою такого моніторингу є виявлення джерел несправностей, уникнення режимів роботи з перевантаженням опор, прогнозування ресурсу їх роботи, а також визначення пружних деформації у опорах для оцінки точності обертання ШВ. Безпосереднє вимірювання коливань шпинделя в процесі обробки не проводиться внаслідок складності його реалізації.

Поточна інформація про точність обертання ШВ є ключовою для визначення взаємоположення інструмента і заготовки під час обробки, а отже і для управління точністю самої обробки. Можливості адекватної оцінки точності обертання за значеннями пружних деформації у опорах обмежені внаслідок відсутності необхідної для цього інформації про пружні деформації шпинделя, інструмента/заготовки, корпусу ШВ, контактні деформації в стиках, тощо. З іншого боку, вимірювання вібрацій (зазвичай на корпусі ШВ), що слугує виявленню джерел несправностей, може бути використаним для опосередкованого визначення вібрацій закріпленого в шпинделі інструмента/заготовки. Для цього необхідно встановити зв'язок між вібраціями (коливаннями) шпинделя (інструмента/заготовки) і корпусу ШВ, що, в свою чергу, потребує отримання теоретичної функції відповідності цих коливань.

Таким чином інформативність систем моніторингу динамічного стану ШВ можна підвищити шляхом обробки наявної інформації із використанням спеціальних функцій, теоретичне отримання яких є актуальною науково-практичною задачею.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконана на кафедрі прикладної механіки відповідно до наукових планів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» (НТУУ «КПІ») та договору з АТ «Мотор Січ» № 11993/11-Д (УГТ) на тему «Дослідження впливу динаміки шпиндельних вузлів металорізального

обладнання на параметри якості обробки валів ГТД та розроблення рекомендацій по призначенню технологічних режимів».

**Мета і задачі дослідження.** Метою є підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану ШВ металорізальних верстатів за рахунок встановлення теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпуса ШВ та розробки на основі цього методу непрямого вимірювання коливань шпинделя.

Задачі дослідження:

1. Аналіз існуючих систем моніторингу динамічного стану ШВ, методів і засобів вимірювання коливань шпинделя, та динамічних моделей ШВ металорізальних верстатів.
2. Розробка динамічних моделей ШВ різних комплектацій та алгоритмів розрахунку їх основних динамічних характеристик (частот і форм власних коливань та динамічної податливості).
3. Моделювання динамічних характеристик ШВ та встановлення закономірностей їх формування залежно від конструкції, комплектації та монтажу ШВ.
4. Розробка експериментального стенду та його динамічної моделі. Експериментальне та теоретичне визначення частот власних коливань стенду.
5. Розробка методу непрямого вимірювання коливань шпинделя та експериментальна перевірка його адекватності.
6. Розробка рекомендацій по застосуванню створеного метода для діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки точності обертання шпинделя.

**Об'єкт дослідження** – динаміка ШВ металорізальних верстатів.

**Предмет дослідження** – моніторинг динамічного стану ШВ металорізальних верстатів.

**Методи дослідження.** Дослідження базуються на використанні основних положень теорії коливань, динаміки верстатів, методу динамічних податливостей, методу перехідних матриць при розробці динамічної моделі ШВ як складної механічної коливальної системи; гармонічного аналізу та математичної статистики при розробці методу моніторингу динамічного стану ШВ та проведенні експериментального дослідження. Експериментальні дослідження виконано в лабораторних умовах з використанням сучасних засобів вимірювання та обробки інформації.

**Наукова новизна отриманих результатів.** Розширено можливості системи моніторингу динамічного стану ШВ за рахунок отримання теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпуса ШВ та розробки на основі цього

методу непрямого вимірювання коливань шпинделя, для чого вперше:

- розроблено динамічні моделі ШВ різних комплектацій, за якими встановлені закономірності впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик, а саме на походження і склад сукупності частот власних коливань, а також на ступінь впливу підсистем ШВ і пружних зв'язків між ними на форму і рівень коливань на власних частотах системи;

- запропоновано оцінювати взаємозалежність коливань різних підсистем ШВ за теоретичною функцією відповідності, що пов'язує функції переміщень (гармонічні коефіцієнти впливу) в порівнюваних точках цих підсистем; доведено, що функції відповідності дають достатньо чітке уявлення як про співвідношення амплітуд переміщення в порівнюваних точках, так і про причини змін цих співвідношень, насамперед пов'язаних із наявністю локальних резонансів в системі;

- розроблено теоретико-експериментальний метод визначення коливань шпинделя (закріпленого в шпинделі інструмента/заготовки) за результатами вимірювання коливань корпусу шпиндельного вузла та моделювання функцій відповідності, що пов'язують ці коливання.

**Практичне значення одержаних результатів.** Розроблено: програмне забезпечення розрахунку основних динамічних характеристик ШВ різної комплектації (частот і форм власних коливань та динамічної податливості); стенд з підвищеною чутливістю до дії низькочастотних коливань, призначений для дослідження динамічної точності ШВ; рекомендації по застосуванню створеного метода для діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки точності обертання шпинделя.

Результати наукових досліджень передано для впровадження на АТ «Мотор Січ» і впроваджено на кафедрі конструювання верстатів та машин НТУУ «КПІ» для використання в навчальному процесі.

**Особистий внесок здобувача.** Здобувач особисто розробив алгоритм розрахунку основних динамічних характеристик ШВ різних комплектацій (частот і форм власних коливань та динамічної податливості), теоретико-експериментальний метод визначення коливань шпинделя за результатами вимірювання коливань корпусу ШВ, алгоритми прикладних програм; встановив закономірності впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик; провів теоретичні та експериментальні дослідження із використанням сучасного обладнання та апаратури. Постановка задач і обговорення наукових результатів виконані разом із науковим керівником.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати дисертації доповідались та обговорювались на 13 наукових конференціях та семінарах, зокрема:

Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка та технологія» (2012-2014); Міжнародна науково-технічна конференція «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (2011, 2012); Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові (2013); Magdeburger maschinenbau-tage «Effizienz, Präzision, Qualität» (2013); Всеукраїнська молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї-наука-виробництво» (2012-2014); Загально-університетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів НТУУ «КПІ» (2011, 2012).

**Публікації.** Основний зміст і результати дисертації опубліковані у 17 працях, серед яких 6 статей у провідних фахових виданнях України, 2 статті у іноземних виданнях, 9 тез конференцій. 5 статей і 1 тези доповідей розміщені в міжнародних наукометричних базах даних.

**Структура та обсяг роботи.** Дисертація складається із вступу, 5 розділів основної частини, загальних висновків, списку використаних джерел із 148 найменувань. Повний обсяг дисертації становить 142 сторінки машинописного тексту, включаючи 59 рисунків, 5 таблиць.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

**У вступі** обґрунтовано актуальність роботи, сформульовано мету і задачі досліджень, відображено наукову новизну та практичне значення отриманих результатів, відомості про апробацію, публікації, структуру і обсяг дисертації.

**В першому розділі** виконано аналіз існуючих систем моніторингу динамічного стану ШВ, методів і засобів вимірювання коливань шпинделя та динамічних моделей ШВ металорізальних верстатів.

Дано характеристику експертних систем діагностики та моніторингу металорізальних верстатів, методів моніторингу стану ШВ та контрольно-вимірювальної апаратури, що використовується в цих системах.

За результатами аналізу робіт О.С. Пронікова, О.В. Пуша, А.А. Игнат'єва, М.П. Козочкина, Е. Marsh., К. Mitsui, J.C. Robinson, А. Davies та ін. зроблено висновок про обмеженість можливостей безпосереднього вимірювання коливань шпинделя у виробничих умовах. Як альтернативу безпосередньому вимірюванню коливань шпинделя запропоновано проводити їх розрахунок за результатами вимірювання коливань корпусу ШВ з використанням теоретично отриманої функції відповідності, яка пов'язує ці коливання з коливаннями шпинделя. Також

відзначено складність діагностики похибок виготовлення та збирання ШВ, що спричиняють виникнення вимушених коливань шпинделя в низькочастотній області та перспективність застосування резонансного методу для виявлення цих похибок засобами вібродіагностики.

Проведено аналіз робіт С.С. Кедрова, В.О. Кудінова, В.Б. Струтинського, І.О. Зверева, О.С. Пронікова, О.В. Пуша, В.С. Хомякова, Ф.С. Сабирова, В.Д. Ковальова, Д.Ю. Федориненка, Ю.М. Данильченка, G. Genta, E. Abele, Y. Altintas, J.I. Taylor, J.-D. Kim та ін., присвячених створенню динамічних моделей ШВ. За результатами аналізу зроблено висновок про необхідність розгляду ШВ як складної механічної коливальної системи, що принаймні складається з підсистем інструменту/заготовки, власне шпинделя і корпусу, закріпленого на станині верстата. Для дослідження динамічних характеристик ШВ запропоновано використовувати динамічну модель, що базується на застосуванні методу перехідних матриць для опису коливань елементів ШВ, як тіл з розподіленою масою.

Відповідно до цього було сформульовано мету роботи і визначено задачі дослідження.

**В другому розділі** розроблені динамічні моделі ШВ різних комплектацій, та алгоритми розрахунку їх основних динамічних характеристик (частот і форм власних коливань та динамічної податливості) з урахуванням умов монтажу ШВ.

При розробці динамічної моделі повнокомплектного ШВ, він розглядається як складна механічна коливальна система, що складається з підсистем інструменту/заготовки (індекс  $s=1$ ), власне шпинделя (індекс  $s=2$ ) та корпусу (індекс  $s=3$ ), пружно закріпленого на станині верстату. В подальшому підсистема інструменту/заготовки буде представлена інструментальною оправкою.

Конструктивна і розрахункова схеми повнокомплектної системи «ШВ» представлена на рис.1.

Підсистеми розглядаються як пружні стержні з розподіленою масою, що складаються з декількох ділянок. Між собою підсистеми з'єднуються пружними і дисипативними зв'язками. Зв'язками першої і другої підсистем є з'єднання оправки з шпинделем, а другої і третьої підсистем - підшипники опор шпинделя.

Для декомпозиції системи «ШВ» використовується метод динамічних податливостей. Реакції відкинутих зв'язків визначаються з рівнянь рівноваги системи, що записуються у вигляді умов спільності деформацій в точках розмикання підсистем, тобто умов рівності амплітуд узагальнених переміщень (лінійних і кутових) в цих точках.

Рис. 1 Конструктивна і розрахункова схеми повнокомплектної системи  
«шпіндельний вузол»

Амплітуди коливань характерних точок підсистем визначаються з рівнянь коливань системи, що записуються у вигляді канонічних рівнянь методу сил.

Розрахункові схеми підсистем, рівняння коливань та рівняння рівноваги для різних варіантів комплектації та умов монтажу ШВ подані в табл. 1 із використанням позначень:  $P_0$  – амплітуда одиничного гармонічного збурення  $P_0(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$ ;  $X_0$ ,  $M_0$ ,  $X_j$  – амплітуди гармонічних реакцій відкинутих зв’язків;  $\alpha_{ij}^{(s)}$ ,  $\beta_{ij}^{(s)}$ ,  $\gamma_{ij}^{(s)}$ ,  $\varphi_{ij}^{(s)}$  – гармонічні коефіцієнти впливу в точках розмикання підсистем  $s$ , ( $s=1,2,3$ );  $q_i^{(s)}$  – переміщення  $i$ -ї точки підсистеми  $s$ ;  $l$  – довжина стержневої підсистеми.

Амплітуди коливань характерних точок базової конструкції ( $k=0$ ) визначаються за відомим алгоритмом із використанням методу перехідних матриць, де  $q_0, \psi_0$  - амплітуди переміщень (лінійних і кутових) від сили  $P_0(\omega)=1 \cdot \sin \omega t$ , прикладеної у точці  $0^{(2)}$ ;  $l$  – загальна довжина шпинделя;  $b=l^3/E \cdot J$ ;  $a_{ij}^{(2)}$  - елементи перехідної матриці  $\mathbf{P}^{(2)}$  шпинделя на опорах:

$$\mathbf{\Pi}^{(2)} = \prod_{i=5}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(2)} = \mathbf{U}_5^{(2)} \cdot \mathbf{R}_4^{(2)} \cdot \mathbf{U}_4^{(2)} \cdot \mathbf{R}_3^{(2)} \cdot \mathbf{U}_3^{(2)} \cdot \mathbf{R}_2^{(2)} \cdot \mathbf{U}_2^{(2)} \cdot \mathbf{R}_1^{(2)} \cdot \mathbf{U}_1^{(2)}, \quad (1)$$

де  $u$  - кількість ділянок шпинделя,  $\mathbf{U}_i^{(s)}$  - перехідна матриця  $i$ -ї ділянки стержня,  $i=0...u$ ;  $\mathbf{R}_i^{(s)}$  - перехідна матриця пружно-дисипативної лінійно-поворотної опори.

Гармонічні коефіцієнти впливу в точках розмикання підсистем визначаються із використанням методу перехідних матриць відповідно до схем розмикання ( $k=1,2,3$ ), наведених в табл. 1, за перехідними матрицями підсистем  $\Pi^{(s)}$ :



Таблиця 1. Динамічні моделі систем «шпиндельний вузол»

№	Комплектація системи ШВ	Рівняння рівноваги у точках розмикання підсистем системи та рівняння коливань
k=0		$\begin{cases} q_0 = b \cdot P_0 \cdot \frac{a_{32} \cdot a_{44} - a_{42} \cdot a_{34}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}}; \\ \psi_0 = \frac{b \cdot P_0}{l} \cdot \frac{a_{41} \cdot a_{34} - a_{31} \cdot a_{44}}{a_{31} \cdot a_{42} - a_{41} \cdot a_{32}} \end{cases}$ $q_i = q_0 \cdot a_{11}^i + \psi_0 \cdot l \cdot a_{12}^i$
k=1		$\begin{cases} (\alpha_{22}^{(1)} + \frac{1}{k_{on}^r}) \cdot X_0 + \gamma_{22}^{(1)} \cdot M_0 + \alpha_{20}^{(1)} \cdot P_0 = -\alpha_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{00}^{(2)} \cdot M_0 \\ \beta_{22}^{(1)} \cdot X_0 + (\varphi_{22}^{(1)} + \frac{1}{k_{on}^n}) \cdot M_0 + \beta_{20}^{(1)} \cdot P_0 = -\beta_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \varphi_{00}^{(2)} \cdot M_0 \end{cases}$ $\begin{cases} q_i^{(1)} = \alpha_{i0}^{(1)} \cdot P_0 + \alpha_{i2}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{i2}^{(1)} \cdot M_0 \\ q_i^{(2)} = -\alpha_{i0}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{i0}^{(2)} \cdot M_0 \end{cases}$
k=2		$\begin{cases} (\alpha_{11}^{(2)} + \frac{1}{k_1}) \cdot X_1 + \sum_{j=2}^4 \alpha_{1j}^{(2)} \cdot X_j + \alpha_{10}^{(2)} \cdot P_0 = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{2,j+1}^{(3)} \cdot X_j \\ \alpha_{21}^{(2)} \cdot X_1 + (\alpha_{22}^{(2)} + \frac{1}{k_2}) \cdot X_2 + \sum_{j=3}^4 \alpha_{2j}^{(2)} \cdot X_j + \alpha_{20}^{(2)} \cdot P_0 = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{3,j+1}^{(3)} \cdot X_j \\ \sum_{j=1}^2 \alpha_{3j}^{(2)} \cdot X_j + (\alpha_{33}^{(2)} + \frac{1}{k_3}) \cdot X_3 + \alpha_{34}^{(2)} \cdot X_4 + \alpha_{30}^{(2)} \cdot P_0 = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{4,j+1}^{(3)} \cdot X_j \\ \sum_{j=1}^3 \alpha_{4j}^{(2)} \cdot X_j + (\alpha_{44}^{(2)} + \frac{1}{k_4}) \cdot X_4 + \alpha_{40}^{(2)} \cdot P_0 = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{5,j+1}^{(3)} \cdot X_j \end{cases}$ $q_i^{(2)} = \sum_{j=1}^4 \alpha_{ij}^{(2)} \cdot X_j + \alpha_{i0}^{(2)} \cdot P_0; \quad q_i^{(3)} = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{ij}^{(3)} \cdot X_j$
k=3		$\begin{cases} (\alpha_{22}^{(1)} + \frac{1}{k_{on}^r}) \cdot X_0 + \gamma_{22}^{(1)} \cdot M_0 + \alpha_{20}^{(1)} \cdot P_0 = -\alpha_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{00}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \alpha_{0j}^{(2)} \cdot X_j \\ \beta_{22}^{(1)} \cdot X_0 + (\varphi_{22}^{(1)} + \frac{1}{k_{on}^n}) \cdot M_0 + \beta_{20}^{(1)} \cdot P_0 = -\beta_{00}^{(2)} \cdot X_0 - \varphi_{00}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \beta_{0j}^{(2)} \cdot X_j \end{cases}$ $\begin{cases} (\alpha_{11}^{(2)} + \frac{1}{k_1}) \cdot X_1 + \sum_{j=2}^4 \alpha_{1j}^{(2)} \cdot X_j = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{2,j+1}^{(3)} \cdot X_j \\ \alpha_{21}^{(2)} \cdot X_1 + (\alpha_{22}^{(2)} + \frac{1}{k_2}) \cdot X_2 + \sum_{j=3}^4 \alpha_{2j}^{(2)} \cdot X_j = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{3,j+1}^{(3)} \cdot X_j \\ \sum_{j=1}^2 \alpha_{3j}^{(2)} \cdot X_j + (\alpha_{33}^{(2)} + \frac{1}{k_3}) \cdot X_3 + \alpha_{34}^{(2)} \cdot X_4 = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{4,j+1}^{(3)} \cdot X_j \\ \sum_{j=1}^3 \alpha_{4j}^{(2)} \cdot X_j + (\alpha_{44}^{(2)} + \frac{1}{k_4}) \cdot X_4 = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{5,j+1}^{(3)} \cdot X_j \end{cases}$ $q_i^{(1)} = \alpha_{i0}^{(1)} \cdot P_0 + \alpha_{i2}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{i2}^{(1)} \cdot M_0;$ $q_i^{(2)} = -\alpha_{i0}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{i0}^{(2)} \cdot M_0 + \sum_{j=1}^4 \alpha_{ij}^{(2)} \cdot X_j;$ $q_i^{(3)} = -\sum_{j=1}^4 \alpha_{ij}^{(3)} \cdot X_j q_i^{(3)}$

–для оправки ( $s = 1, u = 2$ ):

$$\mathbf{\Pi}^{(1)} = \prod_{i=2}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(1)} = \mathbf{U}_2^{(1)} \cdot \mathbf{U}_1^{(1)} \cdot \mathbf{G}_0^{(1)}; \quad (2)$$

–для шпинделя ( $s = 2, u = 5$ ):

$$\mathbf{\Pi}^{(2)} = \prod_{i=5}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(2)} = \mathbf{U}_5^{(2)} \cdot \mathbf{U}_4^{(2)} \cdot \mathbf{U}_3^{(2)} \cdot \mathbf{U}_2^{(2)} \cdot \mathbf{U}_1^{(2)}; \quad (3)$$

–для корпусу ( $s = 3, u = 7$ ):

$$\mathbf{\Pi}^{(3)} = \prod_{i=7}^0 \mathbf{\Pi}_i^{(3)} = \mathbf{U}_7^{(3)} \cdot \mathbf{R}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_6^{(3)} \cdot \mathbf{U}_5^{(3)} \cdot \mathbf{U}_4^{(3)} \cdot \mathbf{U}_3^{(3)} \cdot \mathbf{U}_2^{(3)} \cdot \mathbf{R}_1^{(3)} \cdot \mathbf{U}_1^{(3)}, \quad (4)$$

де  $\mathbf{G}_i^{(s)}$  - масово-інерційна матриця зосередженого вантажу.

Для визначення частот власних коливань достатньо представити рівняння рівноваги, наведені у табл. 1 у вигляді:

$$[\mathbf{A}] \cdot [\mathbf{F}] = [\Delta \mathbf{P}], \quad (5)$$

і знайти розв'язок рівняння  $\det \mathbf{A} = 0$ .

В рівнянні (5) позначено:  $[\mathbf{A}]$ ,  $[\mathbf{F}]$ ,  $[\Delta \mathbf{P}]$  - блочні матриці динамічної податливості, амплітуд узагальнених реакцій відкинутих зв'язків і узагальнених переміщень в точках розмикання підсистем від дії прикладеної гармонічної сили.

Форми коливань на власних частотах визначаються за амплітудами відносних переміщень  $u_i^{(s)}$  в характерних точках підсистем за залежністю  $u_i^{(s)} = \frac{q_i^{(s)}}{q_0^{(2)}}$ .

Динамічна податливість визначається як реакція пружної системи на дію одиничного гармонічного навантаження  $P_0(\omega)$  в місці прикладання цього навантаження при зміні частоти збурення від  $\omega_{\min}$  до  $\omega_{\max}$ .

Визначення динамічної податливості, частот і форм власних коливань базової конструкції ( $k = 0$ ) здійснюється за відомими алгоритмами.

**У третьому розділі** проведені теоретичні дослідження впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик.

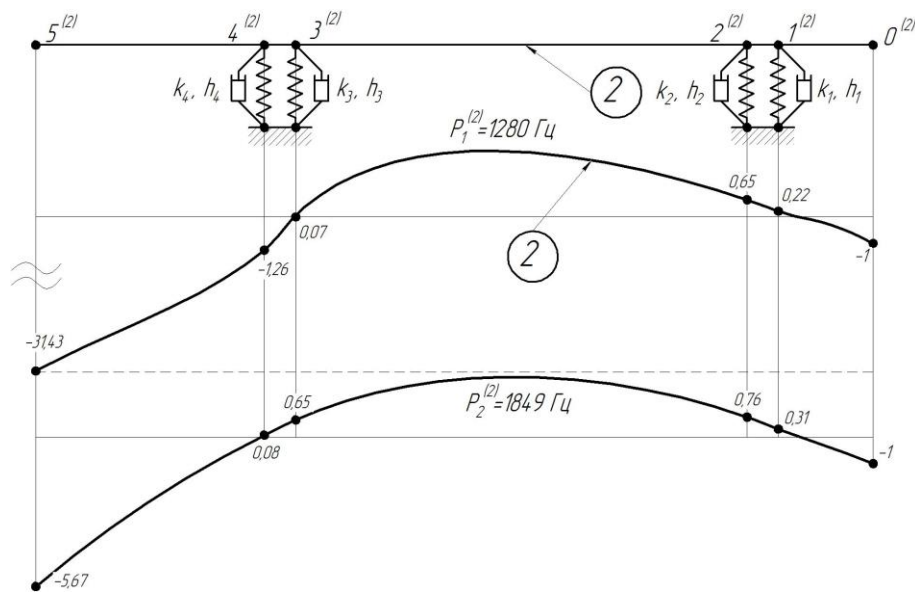
Для моделювання динамічних характеристик обрано конструкцію шліфувальної головки мод. ВСЗ 27-65.250 А з корпусом гільзового виконання (рис. 1). Вал шпинделя змонтовано на дуплексованих радіально-упорних кулькових підшипниках типу 36104К, зібраних за схемою “тандем-Х”. Попередній осьовий натяг підшипників здійснюється підпружиненою втулкою, встановленою в задній опорі. Загальне зусилля натягу становить 280 Н.

При розрахунках прийнято: жорсткість і коефіцієнт демпфірування підшипників шпинделя  $k_i = 115 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$  і  $h_i = 2 \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с)/м}$ ,  $i = 1, 2, 3, 4$ ; жорсткість і коефіцієнт демпфірування опор корпуса (гільзи)  $k_{ki} = 780 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$  і

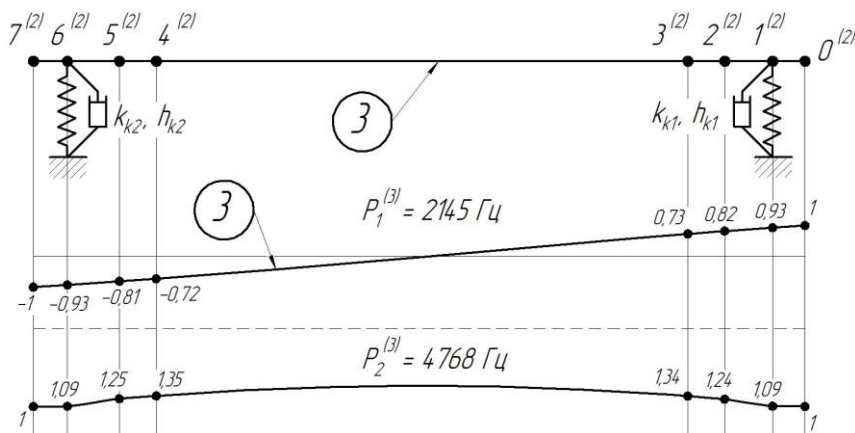
$h_{ki} = 0,5 \cdot 10^3 (H \cdot c) / m$ ,  $i = 1, 2$ ; параметри з'єднання оправки з шпинделем: радіальна жорсткість  $k_{on}^r = 17,75 \cdot 10^6 H / m$ , кутова жорсткість  $k_{on}^n = 5,37 \cdot 10^3 (H \cdot m) / rad$ , радіальна і кутова складові демпфірування  $h_{on}^r = 4,67 \times 10^3 (H \cdot c) / m$  і  $h_{on}^n = 1,35 \times 10^3 (H \cdot c \cdot m) / rad$ ; характеристики зосередженого вантажу: маса  $\mu_0 = 0,146 \text{ кг}$ , момент інерції перетину  $I_0 = 6,34 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$ .

Для дослідження впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик було проведено розрахунок частот і форм власних коливань ШВ для різних варіантів комплектації, представлених в табл. 1. Результати розрахунку подано на рис. 2.

На рис. 2, а і 2, б представлено форми коливань на власних частотах для шпинделя на опорах (базова конструкція,  $k=0$ , табл. 1) і корпуса, пружно закріпленого на станині верстату (комплектація  $k=2$ , табл. 1). На рис. 2, в – форми коливань підсистем шпиндельного вузла загалом (комплектація  $k=3$ , табл. 1).



а)



б)

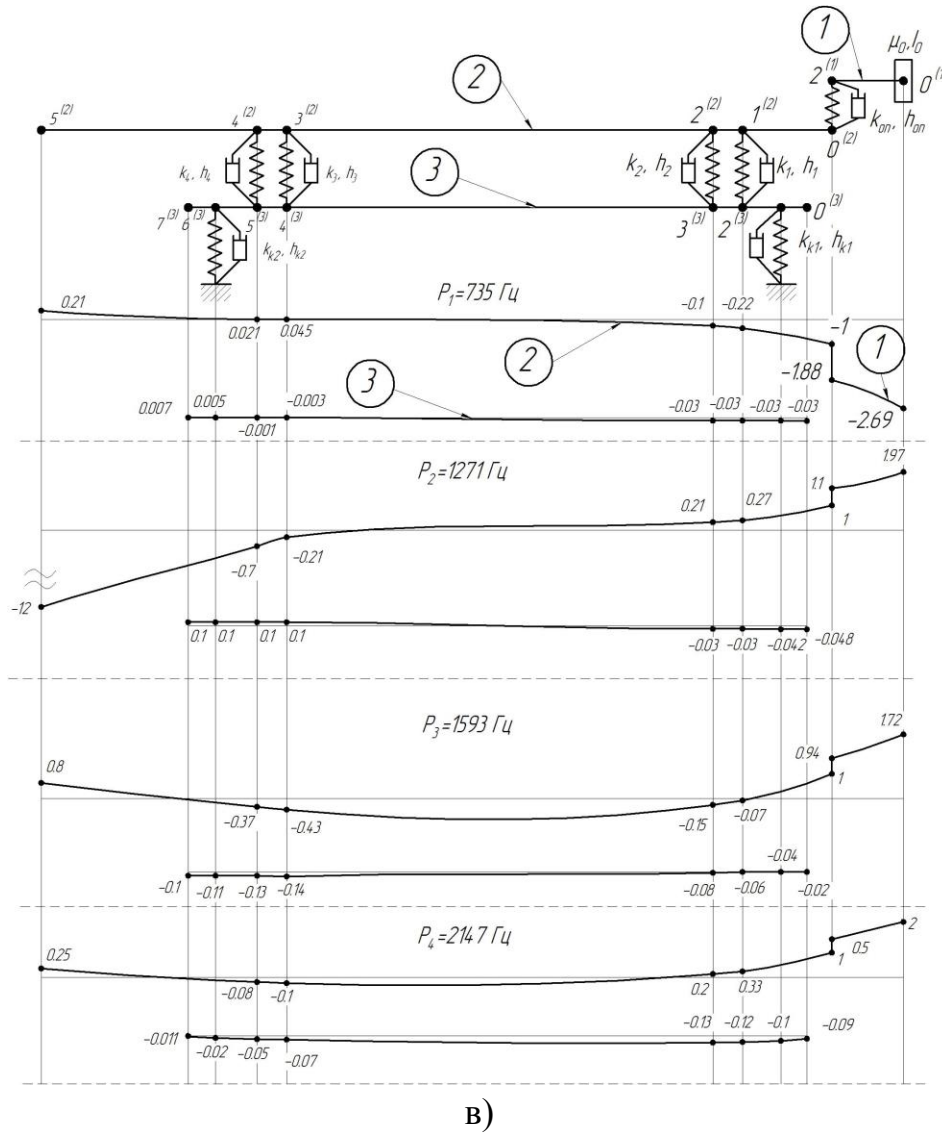


Рис. 2. Форми коливань шпинделя на опорах (а), корпуса на опорах (б) та підсистем шпиндельного вузла загалом (в): ① – оправки; ② – шпинделя; ③ – корпуса

Результати розрахунку свідчать про те, що сукупність частот власних коливань ШВ як складної механічної системи складається з власних частот підсистем та частот, зумовлених пружним з'єднанням цих підсистем (комбінованих частот). Так, перша власна частота ШВ  $P_1 = 735 \text{ Гц}$  зумовлена приєднанням до шпинделя оправки. Друга власна частота ШВ  $P_2 = 1271 \text{ Гц}$  відповідає першій власній частоті шпинделя на опорах. Третя власна частота ШВ  $P_3 = 1593 \text{ Гц}$  зумовлена приєднанням шпинделя до корпусу, закріпленого на станині верстату. Четверта власна частота ШВ  $P_4 = 2147 \text{ Гц}$  відповідає першій власній частоті цього корпусу. При цьому необхідно зауважити, що на першій формі найбільший рівень коливань має оправка, але її коливання не мають суттєвого впливу на коливання шпинделя і корпусу. На другій і третій формах спостерігається суттєве зростання коливань як шпинделя, так і корпусу. На четвертій формі рівень коливань підсистем – незначний.

Додаткові дослідження показали, що при високій жорсткості закріплення корпусу, найбільший вплив на формування коливань ШВ як складної механічної системи має шпиндель, та пружні характеристики його з'єднання з іншими підсистемами. При зменшенні жорсткості закріплення корпусу, його вплив на формування коливань ШВ поступово зростає, що в подальшому було використано при створенні експериментального стенда з підвищеною чутливістю до дії низькочастотних коливань.

**В четвертому розділі** розроблено стенд для дослідження динамічної точності ШВ та теоретико-експериментальний метод непрямого вимірювання коливань шпинделя.

Експериментальний стенд, являє собою раму 1, пружно закріплену на масивній основі 2, з можливістю кутового повороту в вертикальній площині (рис. 5). На рамі 1 закріплено шліфувальну головку 3 з оправкою 4. Кутова жорсткість рами регулюється за рахунок зміни сили натягу пружини 5, або її заміни жорстким стержнем.

Розрахункові схеми підсистем стенду представлено на рис. 6.

Рівняння рівноваги в точках розмикання підсистем (рис. 6) будуть такими:

- для підсистем 1 і 2:

$$\begin{cases} \alpha_{00}^{12} \cdot X_0 + \gamma_{00}^{12} \cdot M_0 - \alpha_{01}^{(2)} \cdot X_1 - \alpha_{02}^{(2)} \cdot X_2 - \alpha_{03}^{(2)} \cdot X_3 - \alpha_{04}^{(2)} \cdot X_4 = \alpha_{0P}^{(2)} \\ \beta_{00}^{12} \cdot X_0 + \phi_{00}^{12} \cdot M_0 - \beta_{01}^{(2)} \cdot X_1 - \beta_{02}^{(2)} \cdot X_2 - \beta_{03}^{(2)} \cdot X_3 - \beta_{04}^{(2)} \cdot X_4 = \beta_{0P}^{(2)} \end{cases} \quad (6)$$

- для підсистем 2 і 3:

$$\begin{cases} -\alpha_{10}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{10}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{11}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{12}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{13}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{14}^{23} \cdot X_4 - \alpha_{21}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{26}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{1P}^{(2)} \\ -\alpha_{20}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{20}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{21}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{22}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{23}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{24}^{23} \cdot X_4 - \alpha_{31}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{36}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{2P}^{(2)} \\ -\alpha_{30}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{30}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{31}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{32}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{33}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{34}^{23} \cdot X_4 - \alpha_{41}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{46}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{3P}^{(2)} \\ -\alpha_{40}^{(2)} \cdot X_0 - \gamma_{40}^{(2)} \cdot M_0 + \alpha_{41}^{23} \cdot X_1 + \alpha_{42}^{23} \cdot X_2 + \alpha_{43}^{23} \cdot X_3 + \alpha_{44}^{23} \cdot X_4 - \alpha_{51}^{(3)} \cdot X_5 - \alpha_{56}^{(3)} \cdot X_6 = -\alpha_{4P}^{(2)} \end{cases} \quad (7)$$

- для підсистем 3 і 4:

$$\begin{cases} -\alpha_{12}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{13}^{(3)} \cdot X_2 - \alpha_{14}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{15}^{(3)} \cdot X_4 + \alpha_{11}^{34} \cdot X_5 + \alpha_{16}^{34} \cdot X_6 = 0 \\ -\alpha_{62}^{(3)} \cdot X_1 - \alpha_{63}^{(3)} \cdot X_2 - \alpha_{64}^{(3)} \cdot X_3 - \alpha_{65}^{(3)} \cdot X_4 + \alpha_{61}^{34} \cdot X_5 + \alpha_{66}^{34} \cdot X_6 = 0 \end{cases} \quad (8)$$

де  $\alpha_{iP}^{(2)}$  и  $\beta_{iP}^{(2)}$  – узагальнені амплітуди переміщень (лінійні і кутові) від дії одиничного гармонічного збурення  $P_1^{(2)}(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$  прикладеного до шпинделя в місці розташування першого підшипника передньої опори.

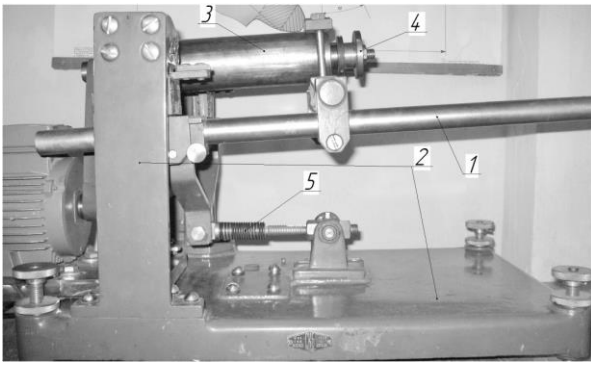


Рис. 5. Експериментальний стенд: 1 – рама; 2 – основа; 3 – шліфувальна головка; 4 – оправка; 5 – пружина розтягу

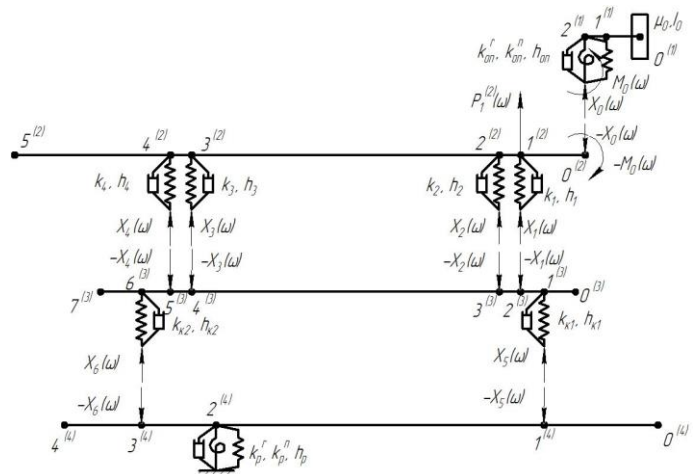


Рис. 6. Розрахункові схеми підсистем стенду: оправки ( $s = 1$ ); шпинделя ( $s = 2$ ); кріплення шліфувальної головки ( $s = 3$ ); рами ( $s = 4$ )

Частоти власних коливань стенда визначаються з умови  $\det \mathbf{A} = 0$ , де  $\mathbf{A}$  – матриця динамічної податливості всієї системи, що складається з гармонічних коефіцієнтів впливу  $\beta_{0j}^{(2)}$ ,  $\beta_{00}^{12}$ ,  $\gamma_{00}^{12}$ ,  $\phi_{00}^{12}$ ,  $\alpha_{ij}^{(s)}$  та  $\alpha_{ij}^{ss}$ .

При розрахунках прийняті такі параметри опори 5 рами 1 (рис. 5; на рис 6 –  $s = 4$ ): радіальна жорсткість  $k_p^r = 215 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$ , кутова жорсткість  $k_p^n = 1.5 \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{м)/рад}$ , коефіцієнт демпфірування в опорі  $h_p^r = 5 \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{с)/м}$ .

На стенді було проведено вимірювання частот власних коливань для 2-х варіантів комплектації при використанні в опорі рами 1 пружини розтягу 5 (рис. 5): 1) дослідний стенд без шліфувальної головки 2) дослідний стенд з шліфувальною головкою. У першому випадку вимірювання коливань проводилось у місці закріплення шліфувальної головки 3 до рами 1, у другому випадку – на кінці оправки 4. Ударне навантаження прикладалось до рами 1. Вимірювання проводилось з використанням п'єзоелектричного датчика мод. РСВ 353В15 і підсилювача мод. РСВ 480Е09 з реєстрацією сигналу за допомогою аналого-цифрового перетворювача мод. NI USB-9215 і наступною обробкою сигналу в Matlab.

Результати вимірювань та обчислень власних частот стенду наведено на рис. 7.

Результати дослідження вказують на високу чутливість стенду до збурень, прикладених до шпинделя, що проявляється у виникненні коливань із значною амплітудою ( $A = 1,1 \text{ м/с}^2$ ) на 1-ій власній частоті рами (експериментальне значення  $P_{1,e}^{(4)} = 8,5 \text{ Гц}$ , розрахункове значення  $P_{1,p}^{(4)} = 7,96 \text{ Гц}$ ), рис. 7,б.

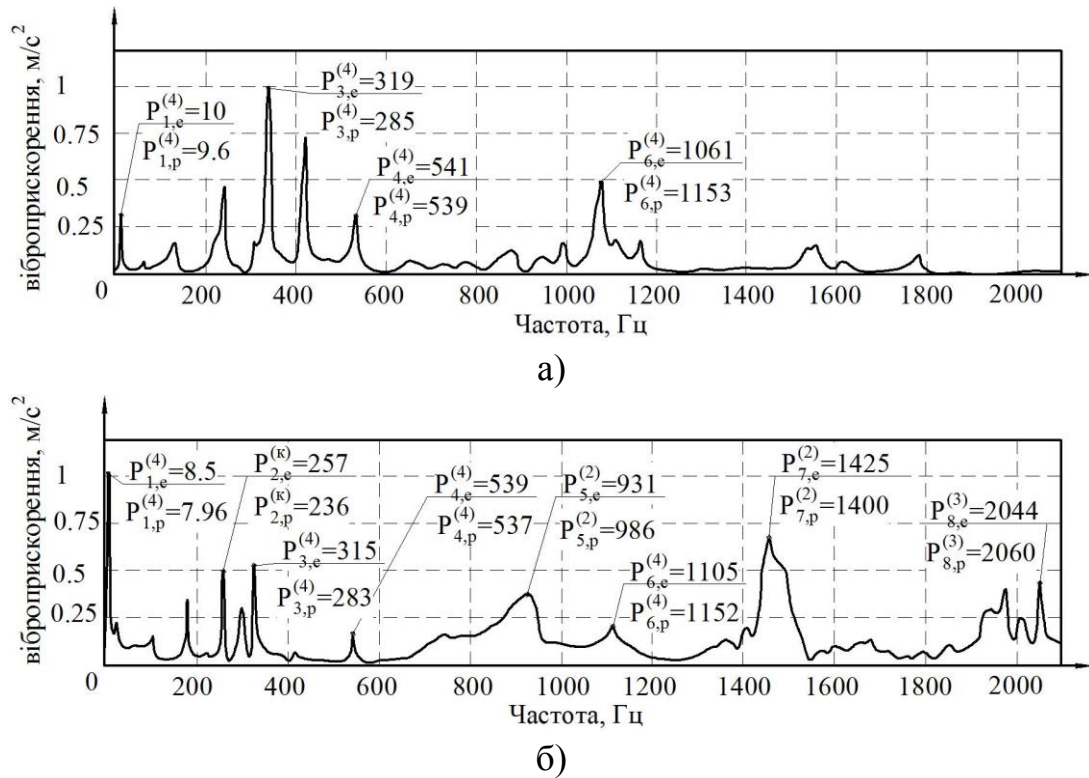


Рис. 7. Спектри власних частот стану для комплектацій: а) стан без шпіндельного вузла; б) стан з шпіндельним вузлом

Це значно розширює можливості стану при дослідженні динамічних характеристик ШВ, зокрема для діагностики похибок виготовлення та збирання ШВ в області низькочастотних коливань.

Станд також було використано для розробки методу непрямого вимірювання коливань шпинделя на прикладі визначення коливань кінця закріпленої в шпинделі оправки.

Цей метод полягає у вимірюванні коливань на корпусі ШВ з подальшим розрахунком коливань кінця закріпленої в шпинделі оправки на основі теоретично отриманої функції відповідності  $W(\omega)$ , що пов'язує ці коливання:

$$W(\omega) = \frac{q_0^{(1)}(\omega)}{q_j^{(3)}(\omega)}, \quad (9)$$

де  $q_0^{(1)}(\omega)$  і  $q_j^{(3)}(\omega)$  - розрахункові функції (гармонічні коефіцієнти впливу) переміщення кінця закріпленої в шпинделі оправки (підсистема 1) та вибраної для вимірювання точки корпусу (підсистема 3) під дією одиничного гармонічного навантаження, прикладеного до шпинделя.

Розрахунок спектру коливань кінця оправки за вимірними коливаннями корпусу ШВ проводиться за залежністю:

$$A_0^{(1)}(\omega_i) = A_j^{(3)}(\omega_i) \cdot W(\omega_i), \quad (10)$$

де  $A_0^{(1)}(\omega_i)$  і  $A_j^{(3)}(\omega_i)$  - амплітуди  $i$ -х спектральних складових коливань кінця оправки і корпусу ШВ відповідно.

Оскільки основним джерелом віброактивності ШВ на холостому ходу є підшипники опор шпинделя, то для цього випадку пропонується проводити обчислення при прикладання до шпинделя одиничного гармонічного навантаження  $P_1^{(2)}(\omega) = 1 \cdot \sin \omega t$  в місці розміщення першого підшипника його передньої опори, і в цьому ж перетині вимірювати коливання корпусу ШВ.

Рівняння рівноваги в точках розмикання підсистем для цього випадку представлені залежностями (6-8). З розв'язку системи рівнянь (6-8) визначаються значення амплітуди  $X_i$  і  $M_i$  гармонічних реакцій відкинутих зв'язків, а потім складові  $q_0^{(1)}(\omega)$  і  $q_2^{(3)}(\omega)$  функції відповідності  $W(\omega)$  (9):

$$q_0^{(1)}(\omega) = \alpha_{02}^{(1)} \cdot X_0 + \gamma_{02}^{(1)} \cdot M_0, \quad (11)$$

$$q_2^{(3)}(\omega) = \alpha_{21}^{(3)} \cdot X_5 + \alpha_{26}^{(3)} \cdot X_6 - (\alpha_{22}^{(3)} \cdot X_1 + \alpha_{23}^{(3)} \cdot X_2 + \alpha_{24}^{(3)} \cdot X_3 + \alpha_{25}^{(3)} \cdot X_4) \quad (12)$$

Результати обчислення функцій переміщення оправки  $q_0^{(1)}(\omega)$  і гільзи шпинделя  $q_2^{(3)}(\omega)$ , а також функції відповідності  $W(\omega)$  представлені на рис. 8 і рис. 9.

Як видно з рис. 9, функція відповідності  $W(\omega)$  дає достатньо чітке уявлення як про співвідношення амплітуд переміщення в порівнюваних точках оправки і гільзи шпинделя, так і про причини зміни цих співвідношень, насамперед пов'язаних із наявністю локальних резонансів  $P_k^{(i)}$  в системі (тут  $i$  – індекс підсистеми, а  $k$  – номер власної частоти). Так в зв'язку з підвищеною чутливістю оправки до коливань на власних частотах оправки ( $P_1^{(1)} = 635 \text{ Гц}$ ), шпинделя ( $P_2^{(2)} = 1295 \text{ Гц}$ ), гільзи ( $P_1^{(3)} = 1946 \text{ Гц}$ ) і рами ( $P_3^{(4)} = 441 \text{ Гц}$ ), в модельованому спектрі коливань кінця оправки на цих частотах слід очікувати відносного зростання амплітуд, а на частоті  $P_2^{(1)} = 936 \text{ Гц}$  - спадання. Це підтверджується порівнянням експериментального (рис. 10,а) і змодельованого (рис. 10,б) спектрів коливань.



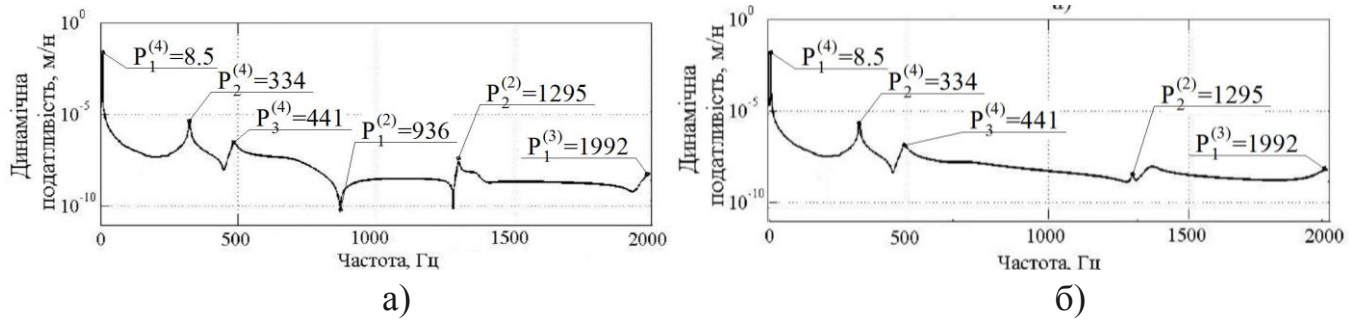


Рис. 8. Функції переміщення оправки (а) і гільзи шпинделя (б)

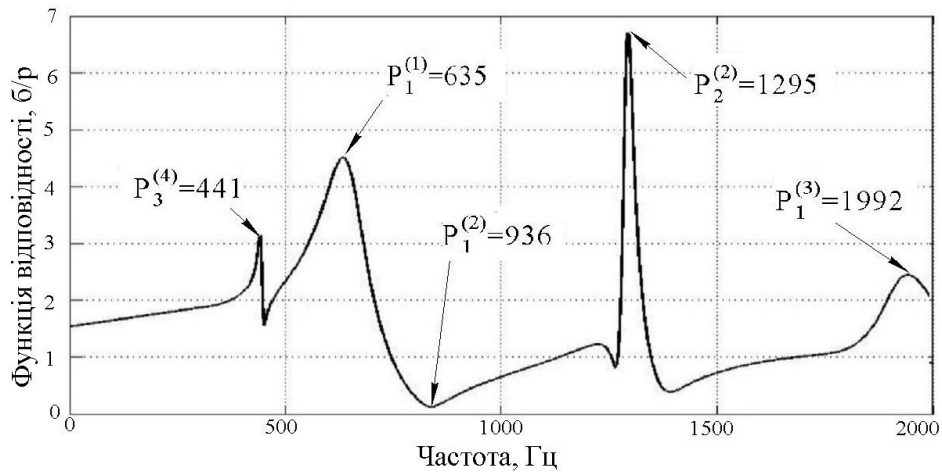


Рис. 9. Функція відповідності  $W(\omega)$ :  $P_k^{(i)}$  -  $k$ -а власна частота  $i$ -ї підсистеми

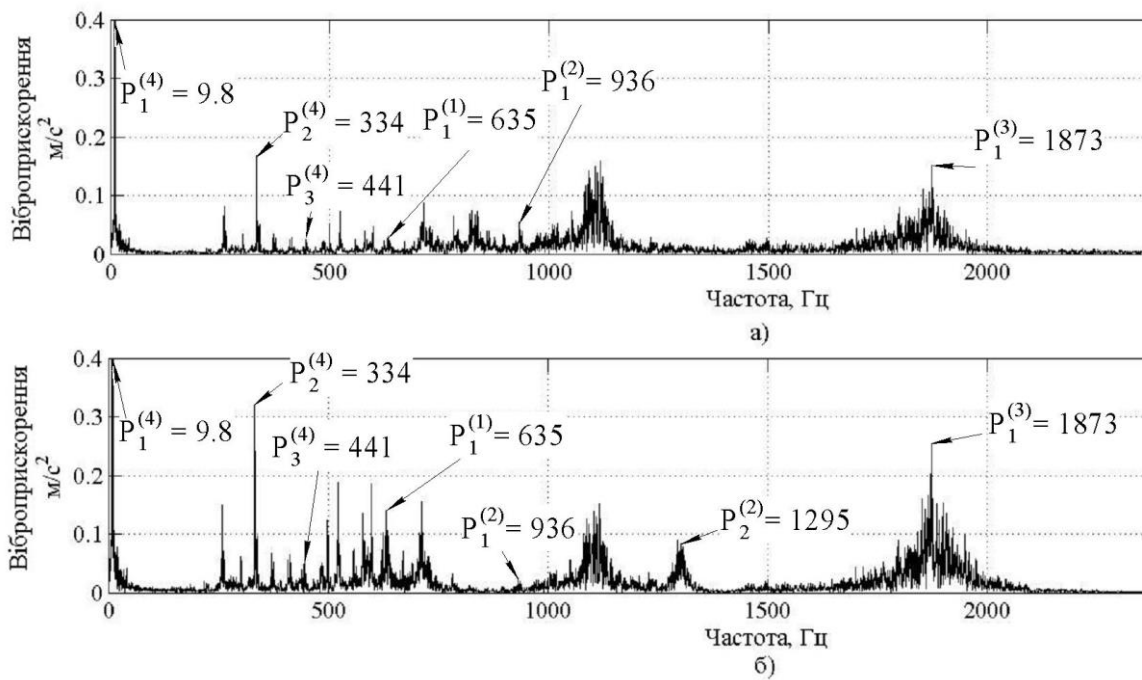


Рис. 10. Спектри коливань шпиндельного вузла: а) експериментальний - гільзи шпинделя; б) теоретичний - кінця оправки

З іншого боку, відсутність різких змін функції відповідності  $W(\omega)$  в зонах інших локальних резонансів свідчить про малу чутливість оправки і гільзи до коливань на цих частотах. Це зокрема підтверджується наявністю в спектрах коливань оправки і гільзи співмірних за рівнем амплітуд спектральних складових з частотами, що відповідають двом першим власним частотам рами ( $P_1^{(4)} = 8.5 \text{ Гц}$  і  $P_2^{(4)} = 334 \text{ Гц}$ , рис. 8). Очевидно коливання на цих частотах є коливаннями рами, а разом з нею і всіх, приєднаних елементів станду.

Приведені результати свідчать про високу інформативність функції відповідності  $W(\omega)$  і перспективність подальшої розробки запропонованого методу непрямого вимірювання коливань шпинделя.

Для експериментальної перевірки адекватності розробленого методу додатково було проведено порівняння двох спектрів коливань рами: експериментального, і теоретичного – отриманого за результатами вимірювання коливань гільзи шпинделя. За результатами кореляційного аналізу теоретичного та експериментального спектрів коливань рами значення коефіцієнту кореляції Пірсона становить  $\rho = 0,76$

**В п'ятому розділі** розроблено рекомендації по застосуванню метода непрямого вимірювання коливань шпинделя для діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки точності обертання шпинделя в низькочастотній області.

Процедура діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ передбачає вимірювання коливань корпусу ШВ на частотах обертання шпинделя, що відповідають умовам суміщення частот вимушених коливань, викликаних похибками виготовлення і збирання ШВ з першою власною частотою рами  $P_1 = 33 \text{ Гц}$  (при з'єднанні рами з основою жорстким стержнем). За отриманими спектрами коливань корпусу ШВ спочатку обчислюються спектри абсолютних коливань закріпленої в шпинделі оправки, а потім і спектри її відносних коливань (рис. 11). Отримані результати, попри відсутність будь-яких проявів похибок виготовлення і збирання ШВ в нерезонансному режимі (рис. 11, а), дають чітке уявлення про їх наявність при вимірюваннях резонансних коливань, а саме:

- високі амплітуди резонансних коливань на першій  $f_o$  (рис. 11, е), другій  $2 \cdot f_o$  (рис. 11, д) і третій  $3 \cdot f_o$  (рис. 11, г) гармоніках частоти обертання шпинделя свідчать про значний дисбаланс шпинделя та неспіввісність посадочних місць підшипників опор;
- висока амплітуда резонансних коливань на частоті проходження тіл кочення по зовнішньому кільцю  $f_c$  свідчать про наявність дефекту на зовнішньому кільці підшипника (рис. 11, в);
- значних дефектів на внутрішньому кільці підшипника не спостерігається (рис. 11, б).

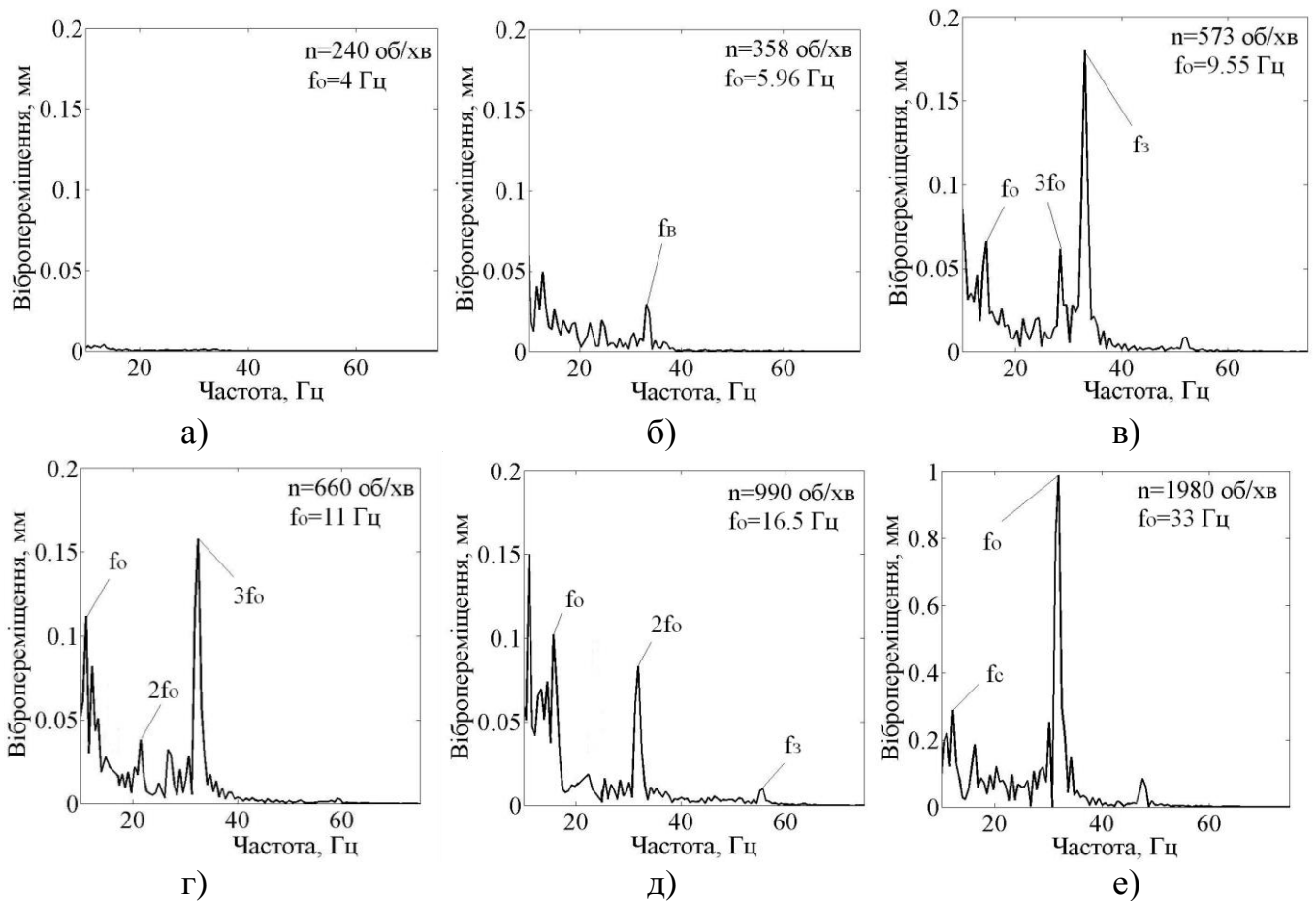


Рис. 11 Розрахункові спектри переміщень кінця оправки на частотах обертання, що відповідають умовам: а) не резонансна частота обертання; б)  $f_e = p_1$ ; в)  $f_c = p_1$ ; г)  $3 \cdot f_0 = p_1$ ; д)  $2 \cdot f_0 = p_1$ ; е)  $f_0 = p_1$ , де  $f_e$  - частота перекочування тіл кочення по внутрішньому кільцю;  $f_3$  - частота перекочування тіл кочення по зовнішньому кільцю;  $f_c$  - частота обертання сепаратора;  $f_0$  - частота обертання шпинделя

За такою ж процедурою було проведено дослідження ШВ при дії на шпиндель зовнішнього навантаження у вигляді відцентрової сили від закріпленого на оправці диска із зміщеним центром мас. Ці дослідження виявили часткове розвантаження і перекид підшипників опор шпинделя, що проявилось у значному зростанні амплітуд резонансних коливань на гармоніках  $0.5 \cdot f_0$  та  $2 \cdot f_0$ .

При вимірюванні коливань корпусу ШВ в робочому діапазоні частот обертання шпинделя на дискретних частотах з малим кроком, було отримано сукупність спектрів відносних коливань кінця оправки шпинделя, що дозволило за відомими методиками побудувати графіки зміни радіального биття та похибки обертання шпинделя, встановити зони частот обертання шпинделя з підвищеним рівнем коливань та причини виникнення цих коливань.

Розроблені рекомендації дозволяють проводити моніторинг динамічного стану ШВ протягом всього життєвого циклу і застосовувати отриману інформацію як для первинної діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ, так і для оцінки його точності в процесі експлуатації. Рекомендації передано для впровадження на АТ «Мотор Січ» та впроваджено в навчальний процес кафедри конструювання верстатів та машин НТУУ «КПІ».

## ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена важлива науково-практична задача підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану ШВ металорізальних верстатів за рахунок отримання теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпусу ШВ та розробки на основі цього методу непрямого вимірювання коливань шпинделя.

1. Розроблено динамічні моделі ШВ різних комплектацій, за якими вперше встановлені закономірності впливу конструкції, комплектації, та монтажу ШВ на формування його динамічних характеристик, а саме на частоти власних коливань та ступінь впливу підсистем ШВ і пружних зв'язків між ними на форму і рівень коливань на власних частотах, а саме:

- рівень коливань на першій власній частоті системи визначається підсистемою інструмента/заготовки, а рівень коливань на інших власних частотах – шпинделем, та пружними характеристиками його з'єднання з іншими підсистемами (інструмента/заготовки та корпусу ШВ);
- при високій жорсткості закріплення корпусу на станині верстату, найбільший вплив на формування коливань ШВ має шпиндель, та пружні характеристики його з'єднання з іншими підсистемами. Із зменшенням жорсткості закріплення корпусу, його вплив на формування коливань ШВ поступово зростає.

2. Запропоновано оцінювати взаємозалежність коливань різних підсистем ШВ за теоретичною функцією відповідності  $W(\omega)$ , що пов'язує функції переміщень (гармонічні коефіцієнти впливу) в порівнюваних точках цих підсистем. Встановлено високу інформативність цієї функції при оцінці поведінки взаємопов'язаних підсистем в зонах резонансних коливань.

3. Розроблено теоретико-експериментальний метод непрямого вимірювання коливань шпинделя (закріпленого в шпинделі інструмента/заготовки), що полягає у їх обчисленні із використанням теоретичної функції відповідності  $W(\omega)$  за результатами вимірювання коливань на корпусі ШВ, що значно підвищує інформативність моніторингу динамічного стану ШВ у виробничих умовах за рахунок можливості оцінки точності положення інструмента/заготовки в режимі

реального часу.

4. Запропоновано проводити первинну діагностику похибок виготовлення і збирання низькооборотних шпиндельних вузлів резонансним методом на дослідних стендах з низькою першою власною частотою (до 50 Гц).

5. Розроблено рекомендації по розширенню можливостей системи моніторингу динамічного стану ШВ за рахунок застосування методу непрямого вимірювання коливань шпинделя для первинної діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки його точності в процесі експлуатації. Рекомендації передано для впровадження на АТ «Мотор Січ» та впроваджено в навчальний процес НТУУ «КПІ».

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Данильченко Ю. М. Динамічний аналіз механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа» / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин. // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – 2011. – №28. – С. 169–174. *(Здобувачем проведене теоретичне дослідження закономірностей формування власних частот системи «ШВ-основа» при зміні жорсткості закріплення корпусу ШВ).*
2. Данильченко Ю. М. Моделювання форм коливань механічної коливної системи «шпиндельний вузол-основа» / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – 2012. - №30. – С. 309-316. *(Здобувачем проведене теоретичне дослідження закономірностей впливу пружного закріплення ШВ на основі на форми коливань системи «ШВ-основа»).*
3. Данильченко Ю. М. Динамический анализ механической колебательной системы «шпиндельный узел» металлорежущего станка / Ю. М. Данильченко, А. И. Петришин // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2012. - №64. - С. 27-34. *Входить до наукометричних баз даних: Google Scholar, РІНЦ. (Здобувачем проведене теоретичне дослідження комплексного впливу конструкції, комплектації, монтажу та режимів експлуатації ШВ на формування масиву частот власних коливань).*
4. Данильченко Ю. М. Моделирование форм колебаний механической колебательной системы «шпиндельный узел» металлорежущего станка / Ю. М. Данильченко, А. И. Петришин // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2012. - №66. - С.46-50. *Входить до наукометричних баз даних: Google Scholar, РІНЦ. (Здобувачем розроблено розрахункову модель та проведено моделювання форм коливань системи «ШВ»).*

5. Данильченко Ю. М. Теоретико-экспериментальное исследование динамических характеристик шпиндельного узла / Ю. М. Данильченко, А. И. Петришин // Вісник СевНТУ: зб. наук. пр. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. – 2014 – №151. – С. 51-56. *Входить до наукометричних баз даних: Google Scholar, РІНЦ. (Здобувачем теоретично і експериментально досліджені тенденції зміни частот власних коливань експериментального стенду при зміні його комплектації та жорсткості кріплення рами).*
6. Данильченко Ю. М. Идентификация колебаний шпинделя по результатам измерения вибраций корпуса шпиндельного узла / Ю. М. Данильченко, А. И. Петришин // Вісник НТУУ «КПІ», сер. Машинобудування. – 2014. - №71. - С. 147-152. *Входить до наукометричної бази даних Google Scholar. (Здобувачем розроблено метод ідентифікації коливань шпинделя і проведено його практичну перевірку).*
7. Данильченко Ю. М. Исследование динамических характеристик механической системы «шпиндельный узел» / Ю. М. Данильченко, А. О. Дорожко, А. И. Петришин // Вестник МГТУ «Станкин» - 2014. - № 1 (28). – С. 81-91. **Іноземне видання.** *Входить до наукометричної бази даних РІНЦ. (Здобувачем розроблена математична модель та методика розрахунку частот власних коливань шліфувальної головки. Проведено їх розрахунок та експериментальне визначення).*
8. J. Strackeljan Research of test bench dynamics for spindle unit checkout / J. Strackeljan, A. Petryshyn, Yu. Danylchenko // 11 Magdeburger maschinenbau-tage “Effizienz, Präzision, Qualität”, OVGU Magdeburg - 2013- B6-4, - 9 p. **Іноземне видання.** *(Здобувачем розроблена динамічна модель стенда для дослідження шпиндельних вузлів та проведено теоретичне і експериментальне визначення його частот власних коливань).*
9. Петришин А. І. Ідентифікація похибок виготовлення шпиндельних вузлів на опорах кочення методом вібродіагностики / А. І. Петришин, Ю. М. Данильченко // Загально-університетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тези доповідей. – м. Київ, 2011. – С.20.
10. Данильченко Ю. М. Динаміка системи «шпиндельний вузол-станина» / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // XII Всеукраїнська молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї – наука - виробництво», присвячена пам'яті П.Р.Родіна. Секція 1 «Процеси механічної обробки, верстати та інструменти»: тези доповідей. – м. Київ, 2012. – С.52-53.

11. Данильченко Ю. М. Моделювання форм коливань шпиндельного вузла металорізального верстату / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка та технологія – 2012»: тези доповідей. – м. Київ, 2012, Ч. 2. – С. 125.
12. Данильченко Ю. М. Оцінка коливань шпинделя за вібраціями корпусу шпиндельного вузла / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: тези доповідей. – Київ, 2012, Ч. 2. – С. 121-122.
13. Данильченко Ю. М. Динамічна модель стану для дослідження похибок виготовлення шпиндельних вузлів на опорах кочення / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // 11 Міжнародний симпозіум українських інженерів-механіків у Львові: тези доповідей. – м. Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2013. – С. 69-70.
14. Данильченко Ю. М. Дослідження динаміки шпиндельних вузлів на спеціальному стенді / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // Міжнародна науково-технічна конференція «Машинобудування очима молодих». Секція II «Прогресивні технології в механообробі та обробці матеріалів тиском»: збірник матеріалів. – м. Кременчук, 2013 – С. 43-44.
15. Петришин А. І. Визначення масиву власних частот шпиндельного вузла, змонтованого на дослідному стенді / А. І. Петришин, // Загально-університетська науково-технічна конференція молодих вчених та студентів. Секція «Машинобудування». Підсекція «Прикладна механіка»: тези доповідей, – м. Київ, 2013. – С.10-11.
16. Данильченко Ю. М. Передавальні функції динамічної моделі системи шпиндельний вузол / Ю. М. Данильченко, А. І. Петришин // XV Міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: тези доповідей. – Київ, 2014. – С. 206.
17. Петришин А. І. Методика непрямого вимірювання коливань шпинделя / А. І. Петришин, Ю. М. Данильченко // XIV Всеукраїнська молодіжна науково-технічна конференція «Машинобудування України очима молодих: прогресивні ідеї - наука – виробництво»: тези доповідей. - Суми: СумДУ, 2014. - С. 71-72. *Входить до наукометричної бази даних Google Scholar.*

## АНОТАЦІЯ

**Петришин А.І. Підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану шпиндельних вузлів металорізальних верстатів.** – па правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти. –

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», Київ, 2016.

Вирішена науково-практична задача підвищення інформативності систем моніторингу динамічного стану шпиндельних вузлів (ШВ) металорізальних верстатів за рахунок отримання теоретичної функції відповідності коливань шпинделя і корпуса ШВ та розробки на основі цього методу непрямого вимірювання коливань шпинделя.

Розроблено динамічні моделі ШВ різної комплектації та алгоритмів розрахунку їх основних динамічних характеристик (частот і форм власних коливань та динамічної податливості). Проведено моделювання динамічних характеристик ШВ та встановлено закономірності їх формування залежно від конструкції, комплектації та умов монтажу ШВ.

Розроблено стенд для дослідження динамічної поведінки ШВ в низькочастотній області із використанням стандартного вібровимірювального обладнання.

Розроблено теоретико-експериментальний метод визначення коливань шпинделя за результатами вимірювання коливань корпуса ШВ та моделювання функцій відповідності, що пов'язують ці коливання. Розроблено рекомендації по застосуванню цього методу для діагностики похибок виготовлення і збирання ШВ та оцінки точності обертання шпинделя в низькочастотній області.

**Ключові слова:** моніторинг динамічного стану, динамічна модель системи «шпиндельний вузол», частоти і форми коливань, динамічна податливість, вимірювання коливань шпинделя.

## АННОТАЦИЯ

**Петришин А.И.** Повышение информативности систем мониторинга динамического состояния шпиндельных узлов металлорежущих станков. — Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.03.01 – процессы механической обработки, станки и инструменты. – Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт», Киев, 2015.

Решена научно-практическая задача повышения информативности систем мониторинга динамического состояния шпиндельных узлов (ШУ) металлорежущих станков за счет получения теоретической функции соответствия колебаний шпинделя и корпуса ШУ и разработки на основании этого непрямого метода измерения колебаний шпинделя.



Проведен анализ существующих систем мониторинга динамического состояния ШУ, методов и средств измерения колебаний шпинделя и теоретической базы их идентификации по результатам измерения колебаний корпуса ШУ. Разработаны динамические модели ШУ разных комплектаций и алгоритмов расчета их основных динамических характеристик (частот и форм собственных колебаний, а также динамической податливости). Полнокомплектный ШУ представлен в виде механической колебательной системы, состоящей из подсистем инструмента/заготовки, собственно шпинделя и корпуса, упруго закрепленного на станине станка. Подсистемы представлены в виде состоящих из нескольких участков упругих стержней с распределенной массой. Связями подсистем являются неподвижные (стыки) и подвижные (подшипники) соединения, владеющие упругими и диссипативными свойствами. Для декомпозиции системы «ШУ» используется метод динамических податливостей. Реакции отброшенных связей определяются из уравнений равновесия системы, представленных в виде уравнений совместности деформаций в точках расчленения подсистем. Амплитуды колебаний характерных точек подсистем определяются из уравнений колебания системы, записанных в виде канонических уравнений метода сил. Гармонические коэффициенты влияния подсистем определяются с использованием метода переходных матриц.

Проведено моделирование частот и форм собственных колебаний системы «ШУ» и установлены закономерности их формирования в зависимости от конструкции, комплектации и монтажа ШУ. Установлено, что совокупность частот собственных колебаний ШУ, как сложной механической колебательной системы состоит из собственных частот подсистем и частот, обусловленных упругим соединением этих подсистем. При этом уровень колебаний на первой собственной частоте определяется подсистемой инструмента/заготовки, а уровень колебаний на других собственных частотах – шпинделем, и упругими характеристиками его соединения с другими подсистемами (инструмента/заготовки и корпуса ШУ). Также установлено, что с уменьшением жесткости закрепления корпуса, его влияние на формирование колебаний ШУ постепенно увеличивается, что было использовано при создании экспериментального стенда с повышенной чувствительностью к действию низкочастотных колебаний. Разработан теоретико-экспериментальный метод определения колебаний шпинделя по результатам измерения колебаний корпуса ШУ и моделирования функций соответствия, связывающих эти колебания. Функция соответствия представляет собой отношение гармонических коэффициентов влияния системы в точках расчета (на шпинделе) и измерения (на корпусе) колебаний под действием приложенной к шпинделю единичной

гармонической силы. Проведена экспериментальная проверка адекватности разработанного метода.

**Ключевые слова:** мониторинг динамического состояния, динамическая модель системы «шпиндельный узел», частоты и формы колебаний, динамическая податливость.

## ABSTRACT

**Petryshyn A.I.** Increasing of information capability of the dynamical condition monitoring systems of the metal-cutting tools spindle units. – manuscript.

Dissertation on competition of graduate degree of candidate of engineering sciences on speciality 05.03.01 – Machining processes, machines and tools. – National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", MES of Ukraine, Kiev, 2016.

Theoretical and practical problem of increasing of information capability of the dynamical condition monitoring systems of the metal-cutting tools spindle units has been solved by using method of indirect measurement of spindle vibrations due to obtaining of the theoretical adherence function of spindle and spindle body vibrations, and based on this – developing of the indirect vibration measurement method.

Spindle unit dynamic models for different kitting and algorithms for their main dynamical characteristics calculation (natural frequencies and modes, dynamic compliance) have been developed. Modeling of spindle unit dynamical characteristics has been performed. , Regularities of their forming depending on design, kitting and mounting conditions of the spindle unit have been established.

Test rig for spindle unit dynamical behavior research in the low-frequency region with using common vibration-measurement equipment has been performed.

Both theoretical and experimental method of spindle unit vibration determination using results of the spindle body vibration measurements and modeled adherence functions of these vibrations has been developed. Recommendations on current method usage for identification of manufacturing and assembling errors and spindle unit rotation accuracy estimation in low-frequency range as been developed

**Keywords:** dynamical condition monitoring, dynamical model of spindle unit system», frequencies and modes, dynamical compliance, spindle vibration measurement.